

PATENT
037110.52895US

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant : Peter JANNICK et al.

Serial No.: Unassigned

Group Art Unit : Unassigned

Filed : February 23, 2004

Examiner : Unassigned

Title: USE OF A 1, 1, 1, 3, 3-PENTAFLUOROBUTANE AS A
REFRIGERANT IN A TURBOCOMPRESSOR COOLING SYSTEM

CLAIM OF CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:


Priority is hereby claimed based on the following foreign patent application:

Federal Republic of Germany
Application No. 101 41 447.1
filed August 23, 2001,

and it is respectfully requested that the instant application be accorded the benefit of the filing date of said foreign application pursuant to the provisions of 35 U.S.C. §119.

In support of this claim, a duly certified copy of said foreign application is submitted herewith.

Respectfully submitted,



J. D. Evans
Registration No. 26,269

February 23, 2004
Crowell & Moring LLP
1001 Pennsylvania Avenue, N.W.
Washington, D.C. 20004-2595
(202) 624-2500

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 101 41 447.1

Anmeldetag: 23. August 2001

Anmelder/Inhaber: Solvay Fluor und Derivate GmbH,
Hannover/DE

Bezeichnung: Verwendung von 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan

IPC: C 09 K, C 07 C

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 27. Juni 2002
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Nietiedt

Zusammenfassung

Die Erfindung bezieht sich auf die Verwendung von 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan (R365mfc) als Kältemittel in Turbokompressoren.

Aufgrund ihrer Bauart können mit Turbokompressoren große Leistungen bei kleinem Raum- und Materialbedarf erreicht werden.

Sie werden in gewerblichen und industriellen Kühlanlagen mit großen Leistungen eingesetzt.

Patentansprüche

1. Verwendung von 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan als Kältemittel in einem Turbokompressor.
2. Verwendung von 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan als Ersatz für R11 oder R123 als Kältemittel in einem Turbokompressor.
3. Kühlanlage mit einem Turbokompressor, dadurch gekennzeichnet, daß das im Turbokompressor verwendete Kältemittel 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan ist.
4. Kühlanlage mit einem Turbokompressor, der mit R11 oder R123 als Kältemittel arbeiten kann, dadurch gekennzeichnet, daß das Kältemittel im Turbokompressor 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan ist.

Solvay Fluor und Derivate GmbH
30173 Hannover

Verwendung von 1,1,1,3,3-Pentafluorbutan

Beschreibung

Die Erfindung betrifft die Verwendung eines Kältemittels in Turbokompressoren.

Mit dem Nachweis der ozonschädigenden Wirkung der FCKW, wie z. B. R11, R12, R114 und HFCKW, wie z. B. R22, R123 in den siebziger Jahren, wurde mit der Unterzeichnung des Montreal Protokolls 1987 beschlossen, diese Stoffe durch andere zu ersetzen. Weitere internationale und nationale Verordnungen verkürzten die beschlossenen Ausstiegszenarien dieser Stoffe. Aus diesem Grund ist die Notwendigkeit der Suche von geeigneten Ersatzstoffen gegeben, die FCKW bzw. HFCKW in bisherigen Anwendungen ersetzen können.

Die Verwendung von R365mfc als Treibmittel oder Kältemittel ist bekannt, aber seine Anwendung als Kältemittel in Turbokompressoren wurde bisher nicht beschrieben.

Turbokompressoren im Bereich der Kältetechnik sind ausschließlich radialer Bauart. Sie zeichnen sich z. B. durch ein geringes Leistungsgewicht, einen geringen Platzbedarf und eine geringe Störanfälligkeit aus.

Es ist ebenfalls bekannt, daß Stoffe mit hoher relativer Molmasse als Kältemittel für Turbokompressoren geeignet sind, da zum Erreichen eines bestimmten Druckverhältnisses eine geringere Förderhöhe und damit häufig eine geringere Stufenzahl als bei einem Stoff mit niedrigerer relativer Molmasse notwendig ist.

Typische Kältemittel für Turbokompressoren sind z. B. Trichlorfluormethan (R11), Dichlordifluormethan (R12), Chlordinfluormethan (R22), 1,2-Dichlortetrafluorethan (R114) oder Dichlortrifluorethan (R123). Die Verwendung von 1,2,2,3,3-Pentafluorpropan bzw. 1,1,1,3,3,3-Hexafluorpropan als Kältemittel in Turbokompressoren ist in EP 0 595 937 bzw. in US 5,662,825 beschrieben worden.

Die Hauptabmessungen der Turbokompressoren werden u. a. von der Art des Kältemittels bestimmt.

Üblicherweise geht man bei der Konstruktion der Turbokompressoren so vor, daß anhand der notwendigen, bekannten oder noch zu bestimmenden Eigenschaften des ausgewählten Kältemittels die Turbokompressoren konstruiert werden.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, ein neues Kältemittel für Turbokompressoren bereitzustellen, welches auch als Ersatzkältemittel für R11 oder R123 einsetzbar ist.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe gelöst durch die Verwendung von R365mfc in Turbokompressoren.

Eine Gegenüberstellung der charakteristischen Stoffdaten verschiedener Kältemittel ist in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1:

Kältemittel	Chem. Formel	Molmasse	Siedepunkt bei 1,013 bar (°C)	kritische Temperatur (°C)
R11	CCl_3F	137,37	23,8	198,0
R12	CCl_2F_2	120,91	-29,8	111,8
R22	CHClF_2	86,47	-40,8	96,2
R123	CHCl_2CF_3	152,39	27,9	183,7
R245fa	$\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{-CHF}_2$	134,0	15,3	157,5
R245ca	$\text{CH}_2\text{F-CF}_2\text{-CHF}_2$	134,0	25,0	174,4
R365mfc	$\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{-CF}_2\text{-CH}_3$	148,0	40,2	193,0

Die molare Masse von R365mfc ist vergleichbar mit der von R11 und R123.

Aufgrund der vergleichbaren Stoffdaten kann R365mfc anstatt R11 oder R123 in Turbokompressoren eingesetzt werden.

Die nachfolgende vereinfachte Bewertung der Kältemittel durch die Betrachtung der Geschwindigkeiten zur Druckentwicklung für einen adiabaten Turbokompressor soll die Erfindung erläutern jedoch nicht einschränken.

Das von den Schaufeln auf das Fluid verlustlos wirkende Drehmoment M ist:

$$M = \dot{m} \cdot c_{2u} \cdot r_2 - \dot{m} \cdot c_{1u} \cdot r_1$$

$$M = \dot{m} (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) \quad (1)$$

Darin bedeuten:

- \dot{m} - Massenstrom des Kältemittels in kg/s
- c_{2u} - Tangentialgeschwindigkeit des Kältemittels am Ausgang in m/s
- r_2 - Radius der Schaufeln am Ausgang in m
- c_{1u} - Tangentialgeschwindigkeit des Kältemittels am Eingang in m/s
- r_1 - Radius der Schaufeln am Eingang in m

Bei drallfreiem Eintritt ($\alpha = 90^\circ$) des Kältemittels in den Turbokompressor ergibt sich:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha = c_1 \cdot \cos 90^\circ = 0$$

Man erhält:

$$M = \dot{m} \cdot c_{2u} \cdot r_2 \quad (2)$$

Die Wellenleistung des Turbokompressors berechnet sich nach:

$$P = M \cdot \omega \quad (3)$$

mit:

ω - Winkelgeschwindigkeit

M - Drehmoment des Turbokompressors

Es ergibt sich aus (2):

$$P = \dot{m} \cdot c_{2u} \cdot r_2 \cdot \omega \quad (4)$$

Mit der Annahme, daß die Laufradgeschwindigkeit und die Tangentialgeschwindigkeit des Kältemittels bei niedrigem Kältemitteldurchfluß nahezu gleich sind, erhält man also:

$$c_{2u} = r_2 \cdot \omega \quad (5)$$

und es ergibt sich mit (4):

$$P = \dot{m} \cdot c_{2u} \cdot c_{2u} \quad (6)$$

Die Verdichterleistung für eine ideale Verdichtung ($\eta_{is} = 1,0$) kann mit der folgenden Gleichung ausgedrückt werden:

$$P = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (7)$$

mit:

\dot{m} - Massenstrom des Kältemittels in kg/s

h_2 - Enthalpie des Dampfes am Austritt in kJ/kg

h_1 - Enthalpie des Dampfes am Eintritt in kJ/kg

Aus (6) und (7) erhält man dann den folgenden Zusammenhang

für die Laufradgeschwindigkeit:

$$\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot c_{2u}^2$$

$$c_{2u} = \sqrt{h_2 - h_1}$$

$$c_{2u} = c_2$$

$$c_2 = \sqrt{h_2 - h_1} \quad (8)$$

Für den Radius des Laufrades ergibt sich aus:

$$c_2 = \omega \cdot r \quad \omega = 2\pi \cdot n \quad (9)$$

die folgende Gleichung:

$$r = \frac{c_2}{2\pi \cdot n}$$

mit: n Drehzahl des Laufrades in s^{-1}

c_2 Laufradgeschwindigkeit in m/s

In Tabelle 2 sind für verschiedene Turbokompressorenkältemittel die Enthalpiedifferenz, die Laufradgeschwindigkeit und die Durchmesser bei einer konstanten Drehzahl von 60 sec^{-1} angegeben.

Die Enthalpiewerte des Dampfes beim Ein- und Austritt in den Verdichter wurden bei einer Verdampfungstemperatur von 10°C , einer Verflüssigungstemperatur von 30°C , einer Überhitzung von 7K und einer Unterkühlung von 5K für isentrope Verdichtung ($\eta_{is} = 1,0$) berechnet.

Tabelle 2: Enthalpiedifferenz, Laufradgeschwindigkeit und Durchmesser für verschiedene Kältemittel bei 60 sec^{-1}

Größen	R11	R123	R365mfc
h_2-h_1 in kJ/kg	12,9	12,2	14,7
c_2 in m/s	113,6	110,5	121,2
d in m	0,60	0,59	0,64

Wie aus Tabelle 2 ersichtlich, weichen die berechneten Laufraddurchmesser nur geringfügig voneinander ab.

R365mfc kann also in Abhängigkeit von der Systemauslegung und den Leistungsanforderungen R11 und R123 in bestehenden Turbokompressor-Anlagen ersetzen. Um die Leistungsanforderung zu erfüllen, ist z. B. die Drehzahl des Systems nur geringfügig zu ändern, wenn R11 oder R123 durch R365mfc ersetzt wird.

Die Auslegung eines Turbokompressors ist sehr komplex. Die Baugröße und die Ausführungsform, d. h. Stufenzahl und -design, richtet sich nach der jeweiligen Anwendung und dem verwendeten Kältemittel. Im folgenden wird die Auslegung eines Turbokompressors anhand der wichtigsten Kenndaten überschlägig durchgeführt.

Beispiel

Mit der Annahme, daß nur eine Stufe mit gleicher Schaufelzahl verwendet wird, gilt vereinfacht für die adiabatische Förderhöhe H_{ad} , also für die aufzuwendende Arbeit zum Erreichen eines bestimmtem Druckverhältnisses:

$$H_{ad} \sim (u_2)^2 \quad (10)$$

mit u_2 - Umfangsgeschwindigkeit in m/s

Für ein selbstgewähltes Anwendungsbeispiel soll eine Verdampfungstemperatur von 10 °C bei einer Überhitzung von 7K und eine Verflüssigungstemperatur von 30 °C bei einer Unterkühlung von 5K und einem isentropen Wirkungsgrad η_{is} des Prozesses von 0,75 erreicht werden. Die adiabatische Förderhöhe berechnet sich für R11 zu 17,2 kJ/kg und für R365mfc zu 19,6 kJ/kg. Setzt man diese Werte in Gleichung 10 ein, so erhält man für die Umfangsgeschwindigkeiten u_2 die folgenden Werte:

$$u_{2 \text{ R11}} = 131 \text{ m/s}$$

$$u_{2 \text{ R365mfc}} = 136 \text{ m/s}$$

Die Lieferzahl ϕ eines Turbokompressors soll je nach Konstruktion zwischen 0,075 und 0,04 liegen. Den Laufraddurchmesser des Kompressors kann man mit der folgenden Gleichung ermitteln:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{u_2 \cdot \pi \cdot 0.06}} \quad (11)$$

Mit einer mittleren Lieferzahl von 0,06 ergeben sich für den Laufraddurchmesser d_2 bei verschiedenen Eintrittsvolumen V_1 für das beschriebene Anwendungsbeispiel für die Kältemittel R11 und R365mfc die folgenden Laufraddurchmesser d_2 :

$$d_{2 \text{ R11}} = 0,51 \text{ m}$$

$$d_{2 \text{ R365mfc}} = 0,68 \text{ m}$$

Zur Überprüfung der Festigkeit eines Laufrades dient die Kontrolle der Machzahl am Laufradeintritt M_{A1} . M_{A1} sollte nicht größer als 0,9 sein. Die Machzahl am Laufradeintritt berechnet sich aus dem Druckverhältnis p_2/p_1 und dem Isentropenexponent χ zu:

$$M_{A1} = 0,815 \cdot \sqrt{\frac{1}{1-\chi} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right]} \quad (12)$$

Man erhält für die verschiedenen Kältemittel mit Gleichung 12 bei einem Durchmesser Verhältnis d_1/d_2 von 0,5 und einem Eintrittswinkel β_1 von 30° die folgenden Machzahlen:

$$M_{A1 \text{ R11}} = 0,67$$

$$M_{A1 \text{ R365mfc}} = 0,76$$

Die Festigkeit des Laufrades ist also für das aufgeführte Beispiel und die verschiedenen Kältemittel gewährleistet. Die Drehzahl des Kompressors berechnet sich mit Gleichung 13 zu:

$$n = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot d_2} \quad (13)$$

Für die Kältemittel R11 und R365mfc erhält man mit Gleichung 13 die folgenden Drehzahlen:

$$n_{R11} = 4908 \text{ U/min}$$

$$n_{R365mfc} = 3822 \text{ U/min}$$

R365mfc kann in bestehenden R11-Systemen unter folgenden vereinfachten Voraussetzungen eingesetzt werden:

- Erhöhung der Drehzahl
- oder Erhöhung der Stufenzahl
- oder Einbau eines größeren Laufrades

Da die letzten beiden Punkte aufgrund der vorgegeben Konstruktion in diesem Fall nicht in Frage kommen, kann nur durch eine Drehzahlerhöhung bei gleichbleibendem Laufrad-

durchmesser von 0,51 m die Leistung des Verdichters erhöht werden. Nach Gleichung 13 wird die Drehzahl des auf R365mfc umgestellten R11 Turbokompressors ermittelt. In diesem Fall muß die Drehzahl auf 5096 min^{-1} erhöht werden. Das entspricht einer 4 %-igen Drehzahlerhöhung im Vergleich zum bisherigen R11-System.